

*E.h.M. Modern Gear Design Computer Assisted from Conception to Production // Proc. of 4-th world Congress on Gearing and Transmission. – M.C.I, Paris, 1999. – P.91-102. 16. Ren Z., Ulbin M. Computer Aided Gear Design // Proc. of 4-th world Congress on Gearing and Transmission. – M.C.I, Paris, 1999. – P.355-360. 17. Rao J.S., Puri T., John J. Computer-Aided Design of Gears in Transmission Systems // Proc. of the International Conference on Gearing, Transmissions and Mechanical Systems, Edited by Daizhong Su. – London UK, 2000. – P.213-222. 18. <http://www.consistent.ru> 19. <http://www.ascon.ru> 20. Гольдфарб В.И., Лукин С.В., Трубочев Е.С. Новый подход к созданию универсальных САПР зубчатых передач // Сб. докладов научно-технической конференции с международным участием "Теория и практика зубчатых передач". – Ижевск, 2004. – С.269-277. 21. Goldfarb V.I., Lunin S.V., Trubachov Ye.S. Direct Digital Simulation for Gears. – Vol.1. – Izhevsk, 2004. – 77p. 22. Гольдфарб В.И., Ткачев А.А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94с. 23. Гутин С.Я., Власов М.Ю. Информационные технологии в эскизном проектировании и оптимизации параметров зубчатых цилиндрических редукторов. – М.: Высшая школа, 2004. – 112с. 24. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высшая школа, 2004. – 309с. 25. <http://www.stargear.com> 26. Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen. VDI 2545. 27. [http://www.abapgt.com/plastic\\_gears.asp](http://www.abapgt.com/plastic_gears.asp) 28. Tooth Proportions for Plastic Gears. ANSI/AGMA 1006-A97. 29. Predki W., Wassermann J. Design and Optimization of Crossed Helical Gears Made from a Combination of Steel and Plastic // Proc. of International Conference on Gears. VDI-Berichte, 1904.1, Garhing near Münnich, Germany. – VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2005. – P.65-75. 30. Wassermann J. Einflussgrößen auf die Tragfähigkeit von Schraubradgetrieben der Werkstoffpaarung Stahl / Kunststoff / Dissertation zur Erlangung des Grades Doktor-Ingenieur. – Bochum, 2005. – 308p. 31. Kleiss R.E., Kapelevich A.L. and Kleiss N.J. New Opportunities with Molded Plastic Gears. AGMA Technical Paper 01FTM9. 32. Kapelevich A. Gear Design: Breaking the Status quo // Machine Design. – May 10, 2007. – P.89-93. 33. Зубчатые передачи. Справочник / Под общей ред. Е.Г. Гинзбурга. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416с.*

*Поступила в редколлегию 04.05.2009*

УДК 621.833.7

**Я.А. СТЕЦЕНКО**, аспирант каф. ТМ и ТММ НАКУ "ХАИ"

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Розглянуто граничний режим роботи хвильової зубчастої передачі (ХЗП), зокрема проскакування зубців гнучкого та жорсткого коліс при досягненні граничного обертаючого моменту в ХЗП. Поставлені задачі та запропонована методика дослідження даного явища. Приведено спосіб оптимізації геометричних параметрів ХЗП за граничним обертаючим моментом.

Limit mode of harmonic drive gear (HDG) operation is considered, specifically circular and flexible splines teeth overshoot when limit torque is aimed in HDG. Tasks are assigned and a method is proposed to research this occurrence. A way of limit torque optimization of HDG geometrical parameters is adduced.

**Введение.** Волновые зубчатые передачи (ВЗП) широко применяют в различных областях аэрокосмической техники. Это связано с преимуществами, которые можно получить благодаря таким механизмам. Объекты аэрокосмической техники часто работают в критических условиях, что выдвигает высокие требования в отношении их нагрузочной способности, КПД, точно-

сти передачи движения и долговечности элементов этих систем. Как известно, при своей компактности и относительно небольшом весе ВЗП позволяют получить большое передаточное отношение, обеспечить высокую точность позиционирования и увеличить срок службы механизма. ВЗП применяют в приводах управления механизацией крыла, в механизмах движения солнечных батарей ИСЗ, в орбитальных телескопах и др.

В современных условиях актуальной является задача исследования предельного режима работы передачи с целью улучшения ее характеристик, в частности предельного вращающего момента, а также для разработки новых методик расчета ВЗП.

**Формулирование задачи.** Предельный вращающий момент является одним из основных параметров, характеризующих предельные возможности ВЗП. Оптимизация передачи по предельному вращающему моменту позволяет получить такой набор значений параметров, которые обеспечат оптимальную конфигурацию передачи. Механико-математическое моделирование и исследование предельного режима также позволит осветить процессы, происходящие во время наступления данного режима и непосредственно после него. Результаты такого исследования могут быть использованы для совершенствования существующих методик расчета ВЗП. Процедура оптимизации, моделирование и исследование предельного режима работы ВЗП представляют собой актуальную научно-техническую задачу.

В настоящее время известны публикации, касающиеся данной темы [1-4] однако они не связаны в полной мере с вопросом оптимизации ВЗП, а также с механико-математическим моделированием процессов, протекающих в ВЗП при наступлении предельного режима.

**Решение задачи.** Как известно, передача движения в ВЗП происходит по причине деформирования гибкого колеса и взаимодействия зубьев гибкого и жесткого колес. Возможность достижения волновой передачей предельного вращающего момента обусловлена проскоком зубьев гибкого колеса. Как показали проведенные ранее эксперименты [5], основными причинами проскока зубьев являются изменение начального бокового зазора между вершинами зубьев на входе в зацепление и появление интерференции из-за упругих перемещений зубьев при нагружении передачи, как это показано на фотографиях (рисунок 1).

На рисунке 1а показано зацепление при нагружении передачи предельным моментом, но при неподвижном генераторе. Зубья гибкого колеса находятся в зацеплении всей активной частью профиля. Из-за того, что вращающий момент имеет предельное значение, зубья гибкого и жесткого колес начинают интерферировать. При вращении генератора зубья гибкого колеса, упираясь в зубья жесткого колеса, начинают выходить из взаимодействия, что видно на рисунке 1б. Генератор продолжает вращаться, что приводит к дальнейшему увеличению зазоров между зубьями гибкого и жесткого колес, которые затем полностью

выходят из зацепления (рисунки.1в-1д). После этого зубья гибкого и жесткого колес упираются вершинами, жесткое колесо растягивается, вал генератора отклоняется и происходит проскок генератора вместе с гибким колесом, происходит также проскок зубьев в зацеплении. На рисунке 1е показано, как зубья гибкого и жесткого колес полностью вышли из зацепления.

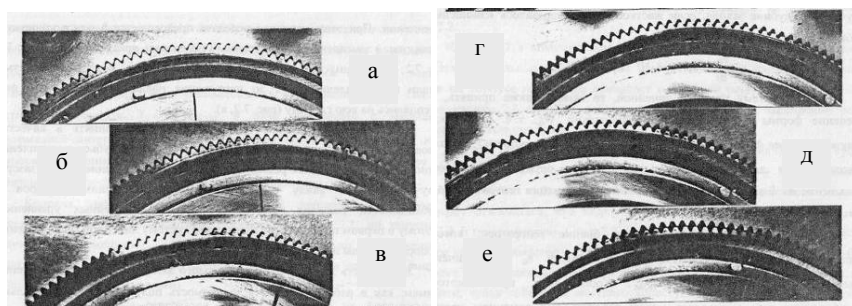


Рисунок 1 – Возникновение проскока зубьев

Важно увеличить значение предельного вращающего момента, при котором передача сохраняет свою работоспособность и не происходит проскок зубьев, а также насколько важно смоделировать процессы, происходящие при проскоке и исследовать их.

Известна аналитико-алгоритмическая зависимость, которая определяет предельный вращающий момент как функцию ряда параметров [6]. В общем виде ее можно представить следующим образом:  $T_{пр} = F(h_d, L, h_k, Z_{ш}, D_{ш})$ , где  $h_d$  – глубина захода зубьев;  $L$  – длина гибкого колеса;  $h_k$  – толщина жесткого колеса;  $Z_{ш}$ ,  $D_{ш}$  – число и диаметр шариков в случае применения шариковых подшипников. Данная зависимость является целевой функцией, которую необходимо оптимизировать. Для оптимизации был применен метод Хука-Дживса с адаптивным алгоритмом [6].

Проведено исследование влияния параметров ВЗП на значение данной функции. Результаты исследования показаны на рисунках 2-4.

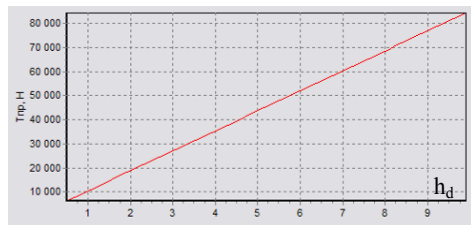


Рисунок 2 – Зависимость предельного вращающего момента от глубины захода зубьев при  $i=80$ ;  $E=2,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;  $G=8 \cdot 10^4$  Н/мм<sup>2</sup>;  $D_{ш}=120$  мм;  $L=500$  мм;  $h_k=25$  мм; шариковый подшипник с  $Z_{ш}=20$  и  $D_{ш}=6$  мм

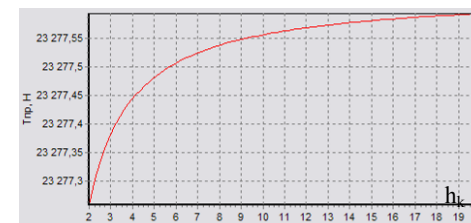


Рисунок 3 – Зависимость предельного вращающего момента от толщины жесткого колеса при  $i=80$ ;  $E=2,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;  $G=8 \cdot 10^4$  Н/мм<sup>2</sup>;  $D_{ш}=120$  мм;  $L=500$  мм;  $h_d=3$  мм; шариковый подшипник с  $Z_{ш}=20$  и  $D_{ш}=6$  мм

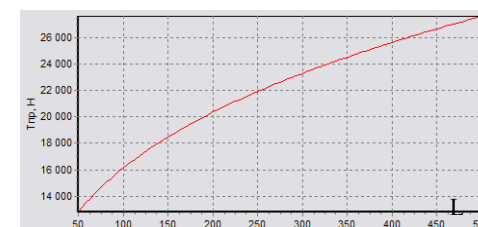


Рисунок 4 – Зависимость предельного вращающего момента от длины гибкого колеса при  $i=80$ ;  $E=2,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;  $G=8 \cdot 10^4$  Н/мм<sup>2</sup>;  $D_{ш}=120$  мм;  $h_d=3$  мм;  $h_k=25$  мм; шариковый подшипник с  $Z_{ш}=20$  и  $D_{ш}=6$  мм

Описан переход к механико-математическому моделированию предельного режима работы ВЗП, который включает в себя ряд этапов. Создание и подготовка геометрической модели исследуемого объекта в среде 3-мерного геометрического проектирования (рисунок 5). Геометрическая модель должна в полной мере отражать особенности объекта, которые важны при моделировании. Следующий этап – наложение нагрузок и связей, действующих на объект. Также следует предусмотреть ограничения для модели, отражающие реальные условия (максимумы перемещений и деформаций). Непосредственное моделирование включает в себя расчет поведения частей механизма под действием нагрузок и ограничений. Заключительным этапом является анализ полученных результатов моделирования.

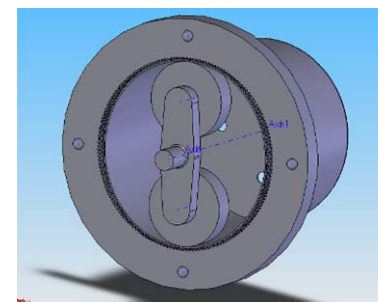


Рисунок 5 – Приближенная геометрическая модель ВЗП с роликовым генератором волн

**Выводы.** На основании исследований получена методика оптимизации геометрических параметров ВЗП по предельному вращающему моменту. Определено, что увеличение глубины захода зубьев, длины жесткого колеса и толщины его стенки приводит к увеличению предельного вращающего момента. Изложенная методика позволяет осуществить механико-математическое моделирование предельного режима работы ВЗП.

**Список литературы:** 1. *Flavius A. Ardelean.* 3D modeling of the harmonic drive using "CATIA" // Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2007. – Vol.VI(XVI). – P.882-885. 2. *Flavius A. Ardelean, Petru Ungur.* Comparison between the classical harmonic drive and the hermetized harmonic drive // Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2007. – Vol.VI(XVI). – P.886-889. 3. *МВТУ им. Баумана, кафедра РК-2.* Учебно-методический комплекс по Теории Механизмов и Машин. Лекции. Лекция 18 [Электронный ресурс]: база данных методической и учебной информации. – Электрон. данные (1 файл). – Режим доступа: [http://tmm-umk.bmstu.ru/lectures/lect\\_18.htm](http://tmm-umk.bmstu.ru/lectures/lect_18.htm). – Загл. с экрана. 4. *Мотор-редукторы.* Мотор-барабаны. Редукторы. Колеса и муфты. Некоторые вопросы сборки волновых зубчатых редукторов [Электронный ресурс]: база данных технической информации. – Электрон. данные (1 файл). – Режим доступа: [http://www.gears.ru/bar\\_s\\_1.htm](http://www.gears.ru/bar_s_1.htm). – Загл. с экрана. 5. *Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов / А.И. Полетучий – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", 2005. – 675с.* 6. *Полетучий А.И., Стеценко Я.А.* Оптимизация параметров волновой зубчатой передачи по предельному вращающему моменту // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2007. – №37. – С.73-79.

*Поступила в редколлегию 28.05.09*

УДК 621.833

**В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ**, д.т.н., ЗАО "НКМЗ"  
**Г.С. СУКОВ**, к.э.н., генеральный директор ЗАО "НКМЗ"  
**А.И. ВОЛОШИН**, главный инженер ЗАО "НКМЗ"  
**Н.Д. ВОРОБЬЕВ**, к.т.н., БГТУ им. В.Г. Шухова, Россия

# **ФОРМИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЬЕВ С ЦИКЛИЧЕСКИМ ПРОДОЛЬНЫМ ПРОФИЛЕМ НА УНИВЕРСАЛЬНЫХ МНОГОКООРДИНАТНЫХ СТАНКАХ С ЧПУ**

На основі синтезу та аналізу конічних зубчастих зацеплень розроблена математична модель формоутворення й оптимізації конічних коліс із циклічним подовжнім профілем зуба, на універсальних багатокоординатних верстатах з ЧПУ.

On the basis of synthesis and analysis of bevel gears the mathematical model geometry generation and optimisation of bevel gears with a cyclic direct profile of a tooth for CNC-machine is developed.

Всемерное снижение затрат на разработку и производство приоритетной конкурентоспособной продукции, соответствующей по качественным характеристикам европейским стандартам и лучшим мировым образцам, представ-

ляет одну из актуальных проблем современного машиностроительного комплекса. Динамика расширения корпоративных связей науки с производством активизирует интеграцию интеллектуального потенциала, тренд прогрессивного развития которого расширяет возможности создания наукоемкой продукции, освоения передовых технологий, ускоряет продвижение новейших результатов научно – технической деятельности в производственный сектор, стимулирует экономический рост предприятия.

В условиях экономической глобализации возрастает уровень разделения труда и производственная кооперация в мировом масштабе. Возрастающее влияние рыночной конкуренции сокращает сроки обновления номенклатуры производства, усиливает потребность переоснащения материально – технической базы производства современным многофункциональным переналаживаемым оборудованием.

Современные универсальные многокоординатные станки с ЧПУ обладают широкими технологическими возможностями, в т. ч. могут нарезать зубья различного профиля, с высокой точностью, цилиндрических, конических, шевронных, червячных, гипоидных колес. При этом возрастает производительность производства, снижается численность станочного парка, потери от брака, расходы на инструмент и оснастку, снижается себестоимость, повышается качество и конкурентоспособность выпускаемой продукции. Как показывает опыт ЗАО НКМЗ, особая эффективность достигается при использовании станков с ЧПУ для производства крупных зубчатых и червячных колес. На основе созданной трехмерной математической модели смежных поверхностей зубьев червячного колеса и установленных граничных условий, посредством ПО "CIMATRON" разработана управляющая программа к станку с ЧПУ "TOS VARNSDORF". Эта программа обеспечивает заданные параметры технологического режима нарезки зубьев червячного колеса торцевой фрезой (рисунок 1): модуль  $m=38$  мм, число зубьев  $z_2=49$ , делительный диаметр  $d=1862$  мм, число витков сопрягаемого червяка  $z_1=3$ , масса червячного колеса 2120 кг. Зубья крупных колеса нарезаются на стационарно установленных секторах ( $1/4$  зубчатого венца): наружный диаметр  $d_a=800,35$  мм;  $m=25$   $z=316$   $\beta=6^\circ$ ;  $h=900$  мм, масса  $m=(13300 \times 4)=53200$  кг (рисунок 2).

В процессе освоения производства конических колес с круговыми зубьями, и в еще большей степени, с циклическим продольным профилем зуба, на универсальных многокоординатных станках с ЧПУ, возникли серьезные сложности. Традиционная геометрическая модель зубчатого зацепления отражает станочное зацепление. В основе формообразования зубьев на универсальных многокоординатных станках с ЧПУ заложено математическое моделирование поверхностей зубьев.

Конические колеса с продольными линиями зубьев, очерченными по циклическим кривым, нарезаются торцовыми резцовыми головками методом обкатки с непрерывным делением на станках фирм Клингельнберг, Фиат, Эрликон, Крэвен [1, 2, 3, 4]. В условиях современного тяжелого машиностроения